МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 621.65; 004.92 https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-1-71-81

Прочностной анализ корпуса плунжерного насоса типа TWS 600 в системе автоматизированного проектирования Solid Works Simulation



Э. В. Коледа[1], С. О. Киреев[1], М. В. Корчагина[1], А. В. Ефимов[1], Й. Шперлинг[2]
[1] ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация)
[2] ACT Well Services GmbH (г. Дайсдорф, Федеративная Республика Германия)

Введение. Актуальность представленной работы обусловлена широким применением плунжерных насосов в производственной практике, в частности в газо- и нефтедобыче. От их надежности во многом зависит качество проведения технологических операций и эффективность дальнейшей эксплуатации скважин. Совершенствование плунжерных насосов предполагает повышение их надежности, увеличение срока службы, коэффициента полезного действия, уменьшение габаритов, массы и трудоемкости монтажных и ремонтных работ. Модернизация механизма включает его силовое исследование, так как по найденным силам проводятся последующие расчеты на прочность. До появления программ численного анализа твердотельных объектов аналитическое решение задачи прочностного расчета станины приводной части насоса высокого давления было весьма трудоемкой и затратной процедурой. Ситуация изменилась с развитием компьютерных технологий и включением метода конечных элементов в системы автоматизированного проектирования. Цель настоящей работы — выполнение прочностного расчета корпуса плунжерного насоса типа TWS 600 из стали 09Г2С.
Материалы и методы. Разработана методика определения реакций опор кривошипного вала плунжерного насоса высокого давления и прочностного расчета корпуса приводной части. Направление и величина результирующих сил и реакций опор определены графически по принципу суперпозиции силового воздействия на опоры. Прочностные расчеты проводились с помощью метода конечных элементов в системе автоматизированного проектирования Solid Works Simulation. При этом использовались твердотельная и конечноэлементная модели корпуса с наложенными граничными условиями, выявленными при анализе конструкции и расчете усилий, возникающих в процессе работы насоса.
Результаты исследования. Описаны реакции в опорах коленчатого вала с учетом формируемых плунжером сил в зависимости от режима его работы и положения кривошипа. Определены силы, действующие на каждый из плунжеров, и результирующие реакции в каждой из опор. Представлены эпюры напряжений и коэффициента запаса прочности, позволяющие оценить прочность корпуса и выработать рекомендации по созданию более рациональной его конструкции.
Обсуждение и заключения. В результате проведенных расчетов выявлены области конструкции, имеющие минимальные коэффициенты запаса прочности, и области, в несколько раз превышающие рекомендованные значения. Это позволяет оптимизировать исследуемую конструкцию, усилив первые и уменьшив толщину металла на вторых. С точки зрения массогабаритных характеристик и ремонтопригодности результаты выполненного прочностного расчета могут быть использованы для оптимизации конструкции корпуса насоса при типовых режимах работы.

Ключевые слова: плунжерный насос, реакции опор, прочностной расчет, оптимизация конструкции, принцип суперпозиции, расчет корпусных деталей.

Для цитирования: Прочностной анализ корпуса плунжерного насоса типа TWS 600 в системе автоматизированного проектирования Solid Works Simulation / Э. В. Коледа, С. О. Киреев, М. В. Корчагина [и др.] // Advanced Engineering Research. — 2021. — Т. 21, № 1. — С. 71–81. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-1-71-81

Финансирование: Работа выполнена в рамках инициативной НИР № АААА-А20-120012190068-8 от 21.01.2020 г.



Strength analysis of the TWS 600 plunger pump body in Solid Works Simulation

E. V. Koleda[1], S. O. Kireev[1], M. V. Korchagina[1], A. V. Efimov[1], J. Sperling[2]
[1]Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)
[2]ACT Well Services GmbH (Diesdorf, Federal Republic of Germany)

Introduction. The relevance of the presented paper is due to the widespread use of plunger pumps in industrial practice, in particular, in gas and oil production. The quality of working operations and the efficiency of further well operation depend largely on their reliability. The improvement of plunger pumps involves increasing their reliability, increasing their service life, efficiency, downsizing, reduction in weight, labor intensity of installation and repair work. The modernization of the mechanism includes its power study since the found forces are used for subsequent strength calculations. Before the appearance of programs for the numerical analysis of solid objects, the analytical solution to the problem of strength calculation of the high-pressure pump drive frame was a very time-consuming and expensive procedure. The situation has changed with the development of computer technologies and the inclusion of the finite element method in the computer-aided design systems. The objective of this work is to perform a strength calculation on the TWS 600 plunger pump body made of 09G2S steel.
Materials and Methods. A method for determining the reactions of the crank shaft supports of a high-pressure plunger pump and strength calculation of the drive part housing is developed. The direction and magnitude of the resulting forces and reactions of the supports are determined graphically according to the superposition principle of the force action on the supports. Strength calculations were performed using the finite element method in the computer-aided design system Solid Works Simulation. In this case, solid and finite-element models of the body with imposed boundary conditions were used, which were identified during the analysis of the design and the calculation of the forces arising under the pump operation.
Results. The reactions in the crankshaft supports are described with account for the forces generated by the plunger depending on its operating mode and the crank position. The forces acting on each of the plungers and the resulting reactions in each of the supports are determined. The diagrams of stresses and the safety factor are presented, which provide assessing the strength of the body and developing recommendations for creating a more rational design.
Discussion and Conclusions. As a result of the calculations, we have identified areas of the structure with minimum safety factors, and areas that are several times higher than the recommended values. This provides optimizing the design under study through strengthening the first and reducing the thickness of the metal on the second. From the point of view of weight and size characteristics and maintainability, the results of the strength calculation performed can be used to optimize the design of the pump body under typical operating conditions.

Keywords*:* plunger pump, support reactions, strength calculation, design optimization, superposition principle, calculation of body parts.

For citation: E. V. Koleda, S. O. Kireev, M. V. Korchagina, et al. Strength analysis of the TWS 600 plunger pump body in Solid Works Simulation. Advanced Engineering Research, 2021, vol. 21, no. 1, p. 71–81. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-1-71-81

Funding information: the research is done within the frame of the independent R&D no. AAAA-A20-120012190068-8 of 21.01.2020.

Введение. Добыча нефти не обходится без использования плунжерных насосов. Они необходимы для таких технологических операций, как цементирование и кислотная обработка скважин, гидропескоструйная перфорация, гидравлический разрыв пласта и др. [1]. Уменьшение габаритов и веса насосов делает их крайне привлекательными для использования в мобильных нефтепромысловых установках. От надежности насосов во многом зависит качество проведения технологических операций и эффективность дальнейшей эксплуатации нефтяных и газовых скважин [2].

Несмотря на общий довольно высокий уровень конструкций плунжерных насосов, их продолжают улучшать. Совершенствование плунжерных насосов направлено на повышение надежности, увеличение срока службы, коэффициента полезного действия, уменьшение габаритов, массы и трудоемкости монтажных и ремонтных работ. С этой целью меняются конструкции узлов и деталей приводной и гидравлической части [3–5]. Модернизация механизма всегда включает его силовое исследование, так как по найденным силам проводятся последующие расчеты на прочность. В последнее время в связи с развитием компьютерных технологий все шире используются численные методы прочностного анализа с применением прикладных программ [6, 7].

До появления программ численного анализа твердотельных объектов аналитическое решение задачи прочностного расчета станины приводной части насоса высокого давления было весьма трудоемкой и затратной процедурой [8–10]. Развитие метода конечных элементов (МКЭ) в области механики деформируемого твердого тела и включение его в системы автоматизированного проектирования (САПР, например Solid Works Simulation) открывает новые возможности в решении задач подобного рода. Прочностные расчеты, проводимые в САПР, позволяют оптимизировать конструкцию корпусных деталей. Для рассматриваемой конструкции корпус является одной из ответственных деталей, воспринимающих нагрузку и обеспечивающих правильное взаимное расположение элементов приводной части.

Для получения достоверных результатов при прочностном анализе корпуса насоса с помощью численных методов в САПР необходимо определить все внешние нагрузки, действующие на корпус.

В качестве объекта модернизации выбран широко применяемый трехплунжерный насос TWS 600. В России для изготовления корпусных деталей плунжерных насосов высокого давления применяется конструкционная низколегированная сталь марки 09Г2С [11]. Замена материала корпусных деталей плунжерного насоса типа TWS 600 на сталь марки 09Г2С позволит снизить себестоимость. В связи с этим цель настоящей работы — анализ возможности замены материала корпуса плунжерного насоса типа TWS 600, на сталь 09Г2С для оптимизации цены и обеспечения возможности ремонтных работ.

Материалы и методы. Замену материала следует обосновать прочностным расчетом. Расчет корпуса проводился МКЭ в САПР Solid Works Simulation.

Внешние силы, действующие на корпус насоса, — это реакции в опорах коленчатого вала. Они возникают от действия сил инерции возвратно-поступательно движущихся деталей крейцкопфной шатунной группы и сил давления жидкости на плунжер. Для определения реакций в опорах коленчатого вала необходимо выполнить динамический расчет кривошипно-ползунного механизма плунжерного насоса[1].

Как отмечается в [12, 13], в задачи динамического анализа входит изучение влияния внешних и внутренних сил на звенья и кинематические пары механизма, а также выявление способов снижения динамических нагрузок.

Рассматриваемый коленчатый вал состоит из двух коренных шеек на основной оси вала и трех кривошипных шеек, эксцентрично расположенных со смещением 120°. Подшипниковые опоры расположены на коренных шейках и на щеках вала между кривошипными шейками (рис. 1).

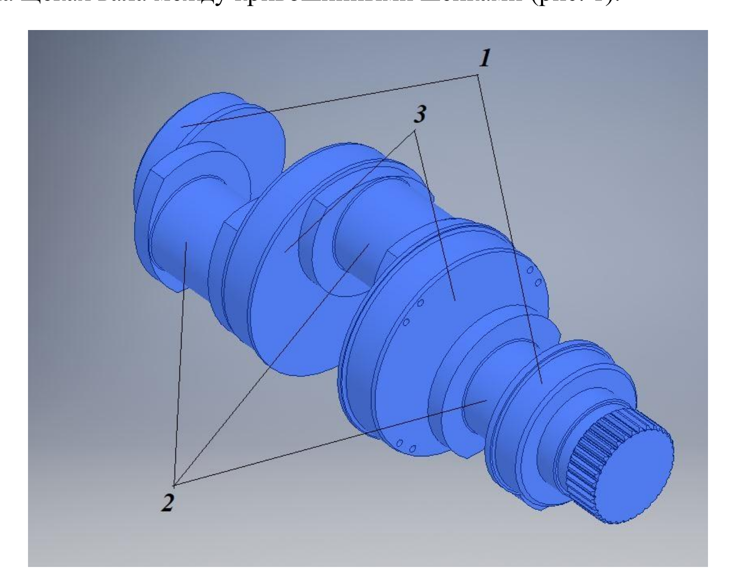


Рис. 1. Коленчатый вал плунжерного насоса типа TWS 600: 1 — коренные шейки; 2 — шатунные шейки; 3 — щеки

Во время работы насоса три плунжера последовательно совершают возвратно-поступательные движения, обеспечивающие нагнетание или всасывание (рис. 2).

[1] Тимофеев, Г. А. Теория машин и механизмов: курс лекций. М., 2010. 351 с.

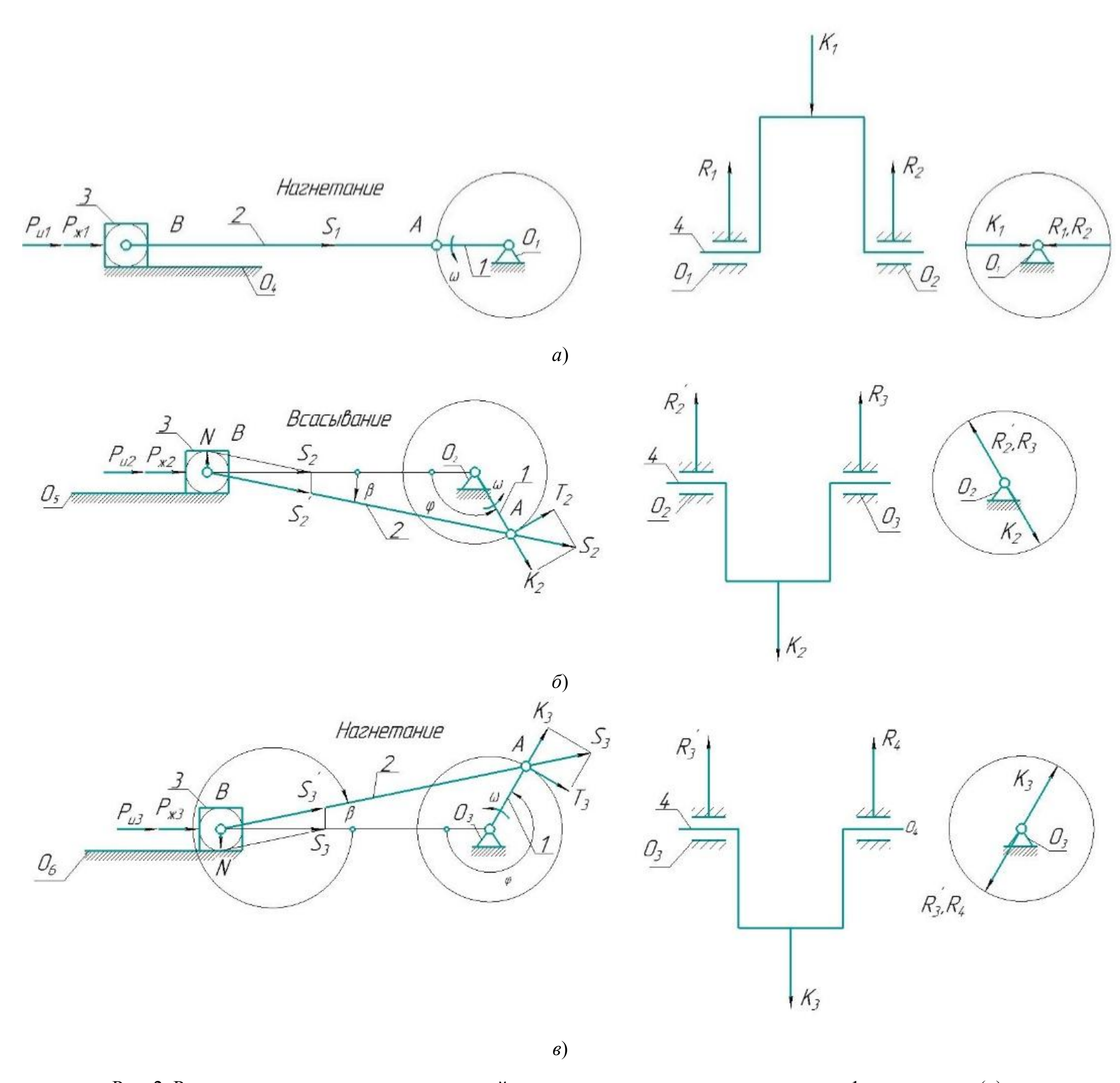


Рис. 2. Расчетная схема механизма приводной части плунжерного насоса: положение 1-го плунжера (*а*); положение 2-го плунжера (*б*); положение 3-го плунжера (*в*)

Рассмотрим такое положение механизма, при котором первый плунжер находится в крайней точке нагнетания (кр. т) и испытывает максимальную нагрузку. Угол поворота кривошипной шейки для этого плунжера равен нулю (рис. 2 *а*). Тогда второй плунжер совершает всасывание (всас.) (рис. 2 *б*), его шейка смещена на 120°. Третий плунжер работает на нагнетание (наг.) (рис. 2 *в*), шейка смещена на 240°. Таким образом, в одной ситуации коленчатый вал нагружен силами различной величины, и реакции опор будут различны. Это происходит при положении кривошипа, когда первый плунжер находится в крайней точке нагнетания, второй совершает всасывание, а третий работает на нагнетание. Проведем расчет для указанного положения кривошипа (механизма) [8–10], а затем для других положений: когда второй и третий плунжеры будут достигать крайней точки нагнетания.

Массы звеньев рассчитаны в программе Autodesk Inventor Professional 2018 по созданной ранее 3D модели привода плунжерного насоса типа TWS 600. Была построена расчетная схема механизма приводной части плунжерного насоса с указанием сил, действующих на его звенья (рис. 2).

Обозначим внешние силы для нахождения реакций кривошипного вала: $P_ж$ — сила давления жидкости, P_u — сила инерции.

Силу давления жидкости, действующую на плунжер, находим из выражения:

$$P_ж = p_ж \cdot \pi \cdot r^2,$$

где $p_ж$ — давление перекачиваемой жидкости, приложенное к плунжеру; r — радиус сечения плунжера[1].

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей равна:

$$P_u = -m \cdot i = -m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (cos\varphi + (2 \cdot cos^2\varphi - 1),$$

$$m = m_k + 0{,}275 \cdot m_ш,$$

где m_k — масса крейцкопфа, $m_ш$ — масса верхней головки шатуна, r — радиус кривошипа, ω — частота вращения коленчатого вала при 230 об/мин, φ — угол поворота коленчатого вала.

Сила, действующая на плунжер, определяется по формуле:

$$P_\Sigma = P_{жi} + P_{ui},$$

где $P_{жi}$ — сила давления перекачиваемой жидкости в каждом положении плунжера, P_{ui} — сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей в каждом положении плунжера.

Суммарная сила P_Σ, приложенная к оси пальца крейцкопфа и направленная по оси цилиндра, может быть разложена на:

— силу *N*, действующую перпендикулярно оси цилиндра;

— силу *S*, действующую по оси шатуна.

N прижимает крейцкопф к стенке цилиндра, что вызывает износ их поверхностей. Эта сила изменяется по значению и направлению, поочередно прижимая крейцкопф то к одной, то к другой стороне направляющих.

Силу *S*, перенесенную на ось шатунной шейки, можно разложить на:

— касательную силу *T*, действующую перпендикулярно кривошипу коленчатого вала;

— радиальную силу *K*, направленную по оси кривошипа.

Сила *K* определяется по формуле:

$$K_i = P_{\Sigma i} \cdot \frac{\cos(\varphi_i + \beta_i)}{cos\beta},$$

где φ_i — угол поворота кривошипа (рис. 2); β_i — угол отклонения шатуна от оси (рис. 2); $P_{\Sigma i}$ — суммарная сила, действующая на плунжер.

Результаты расчета радиальных сил для всех кривошипных шеек в каждом рассматриваемом положении механизма сведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты расчета радиальных сил для всех кривошипных шеек в каждом рассматриваемом положении механизма

Положение механизма								
I			II			III		
Положение плунжера								
1	2	3	1	2	3	1	2	3
кр. т.	всас.	наг.	наг.	кр. т.	всас.	всас.	наг.	кр. т.
φ, град								
0	120	240	240	0	120	120	240	0
K, Н								
450000	–2503	–306687	–306687	450000	–2503	–2503	–306687	450000

Реакции опор направлены противоположно радиальным силам (рис. 3), а их величины определяются по формулам:

$$R_1, R_2 = \frac{K_1}{2},$$

$$R'_2, R_3 = \frac{K_2}{2},$$

$$R'_3, R_4 = \frac{K_3}{2},$$

где $K_1,\ K_2,\ K_3$ — радиальные силы, направленные по оси кривошипа.

[1]Каталог плунжерных насосов высокого давления производства Weir SPM / ООО «Норд-СПМ» // виерспм.рф : [сайт]. URL: http://виерспм.рф/catalogues/Jl2IK_КАТАЛОГ НАСОСОВ.pdf (дата обращения: 14.02.2021).

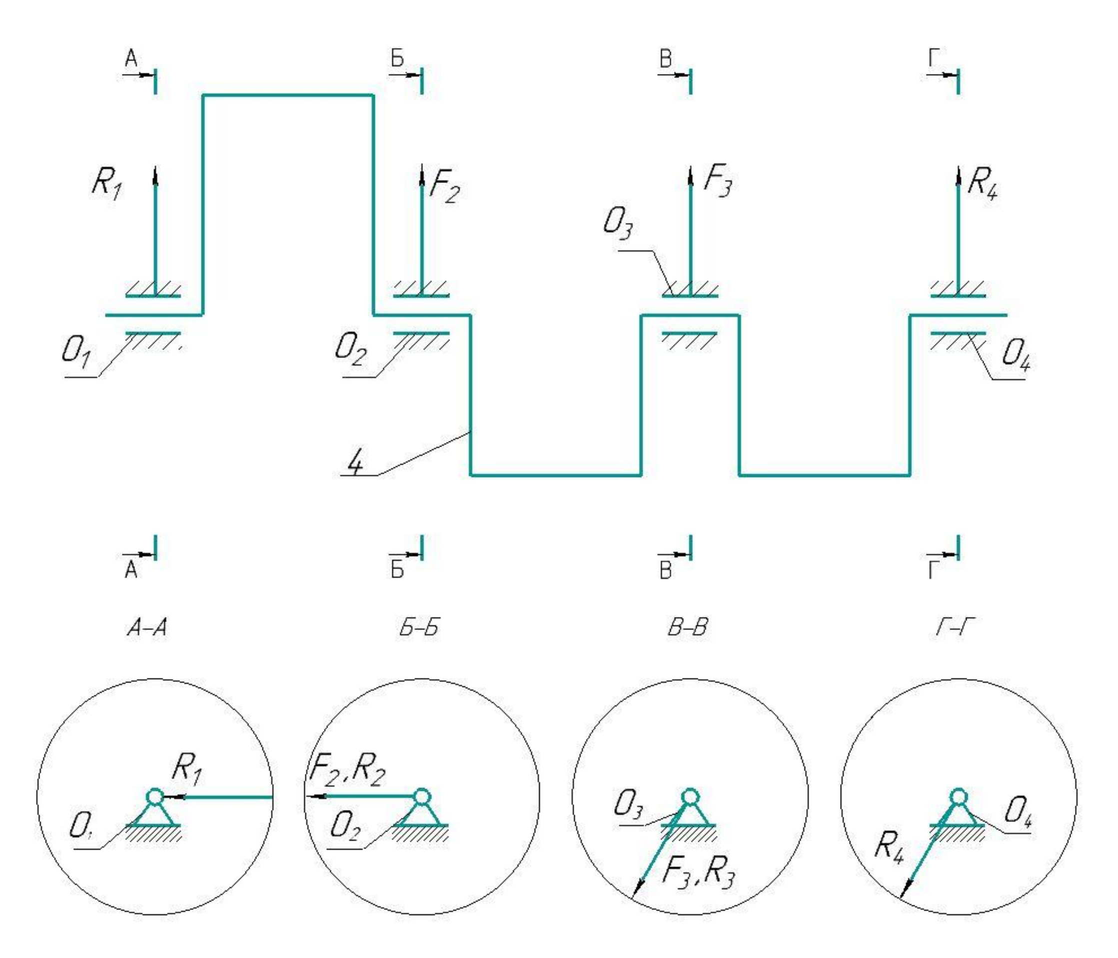


Рис. 3. Схема реакций опор

Направление и величина результирующих сил F_2 и F_3 реакций опор O_2, O_3 определяются графически (рис. 3) по принципу суперпозиции силового воздействия на опоры.

Результирующие силы F_2 и F_3 по величине и направлению совпадают с силами R_2 и R_3' соотвественно.

Найдены численные значения и направления опорных реакций для положения механизма, при котором первый плунжер находился в крайней точке нагнетания (рис. 2 *а*), второй совершал всасывание (рис. 2 *б*), а третий — нагнетание (рис. 2 *в*). Для других положений механизма реакции опор определяются аналогично и будут численно равны, поочередно меняясь местами.

В таблице 2 представлены результаты расчета реакций опор коленчатого вала для положений механизма, в которых каждый из плунжеров поочередно находился в крайней точке нагнетания.

Таблица 2

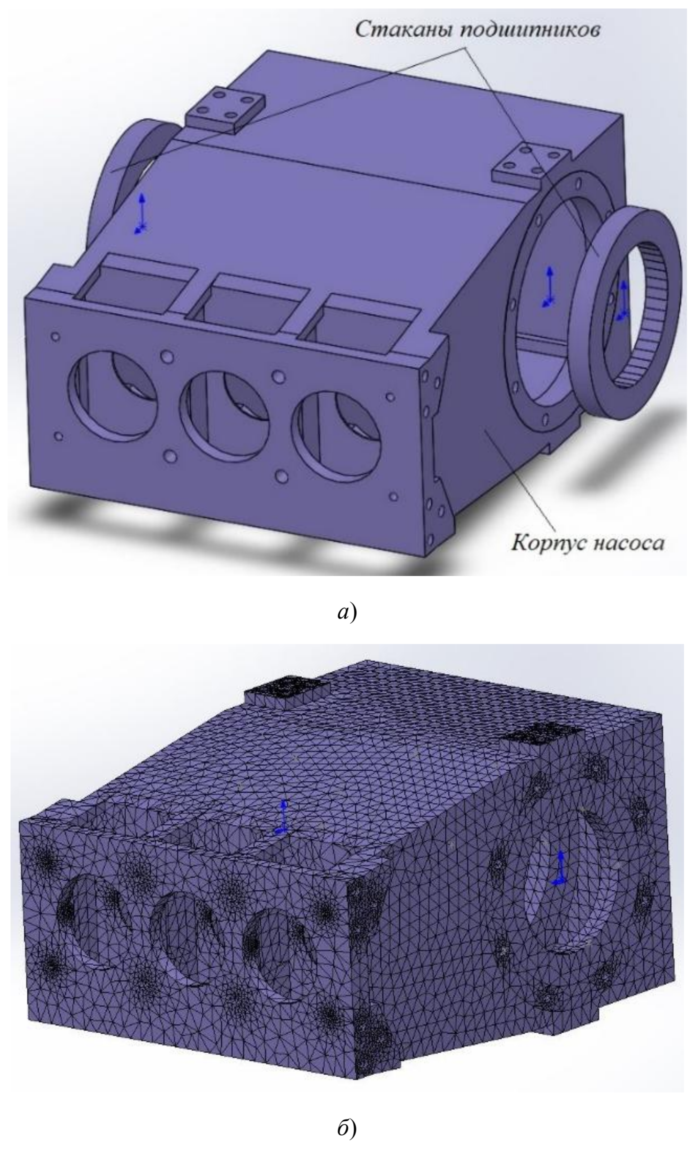
Численные значения реакций опор для всех положений механизма

Положение механизма	Положение плунжера			Силы реакций опор			
				R_1, Н	F_2, Н	F_3, Н	R_4, Н
I	1	2	3	225000	225000	153343	153343
	кр. т.	всас.	наг.				
II	1	2	3	153343	329602	225000	1251
	наг.	кр. т.	всас.				
III	1	2	3	1251	153343	329602	225000
	всас.	наг.	кр. т.				

Корпус плунжерного насоса высокого давления моделировался в САПР Autodesk Inventor Professional 2018. Модель включает стаканы подшипников, т. к. наличие стакана существенно влияло на характер приложения нагрузки.

Прочностной анализ выполнен МКЭ в системе автоматизированного проектирования Solid Works Simulation.

На рис. 4 *а* представлена твердотельная модель рассчитываемой конструкции, на рис. 4 *б* — конечноэлементная.

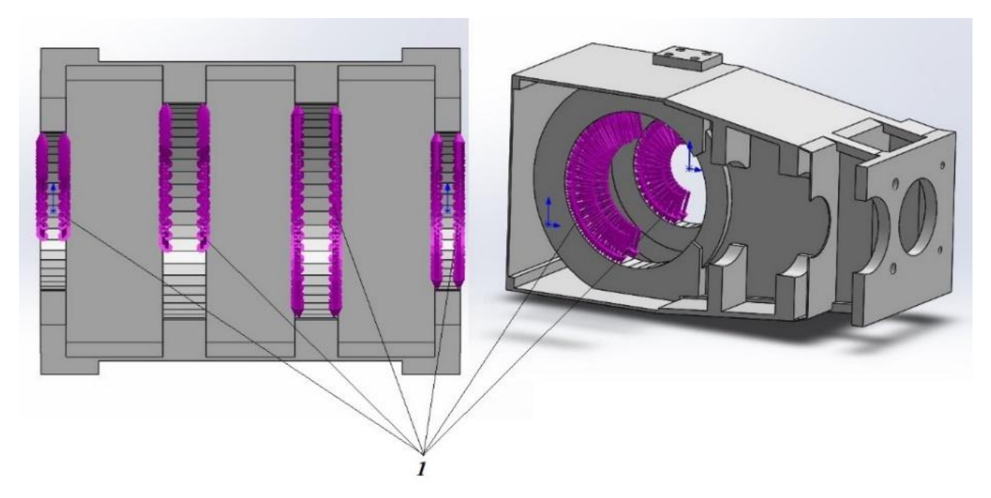


а)

б)

Рис. 4. Модели корпуса трехплунжерного насоса высокого давления TWS 600: твердотельная (*а*), конечноэлементная (*б*)

Конечноэлементная модель содержит 100747 элементов (175172 узлов). Материал корпуса — сталь 09Г2С. Модель описывает нагрузки и фиксирует перемещения по всем направлениям поверхностей отверстий под болты. На рис. 5 представлены граничные условия для контактирующих поверхностей. По типу контактов поверхности связаны с общими узлами.



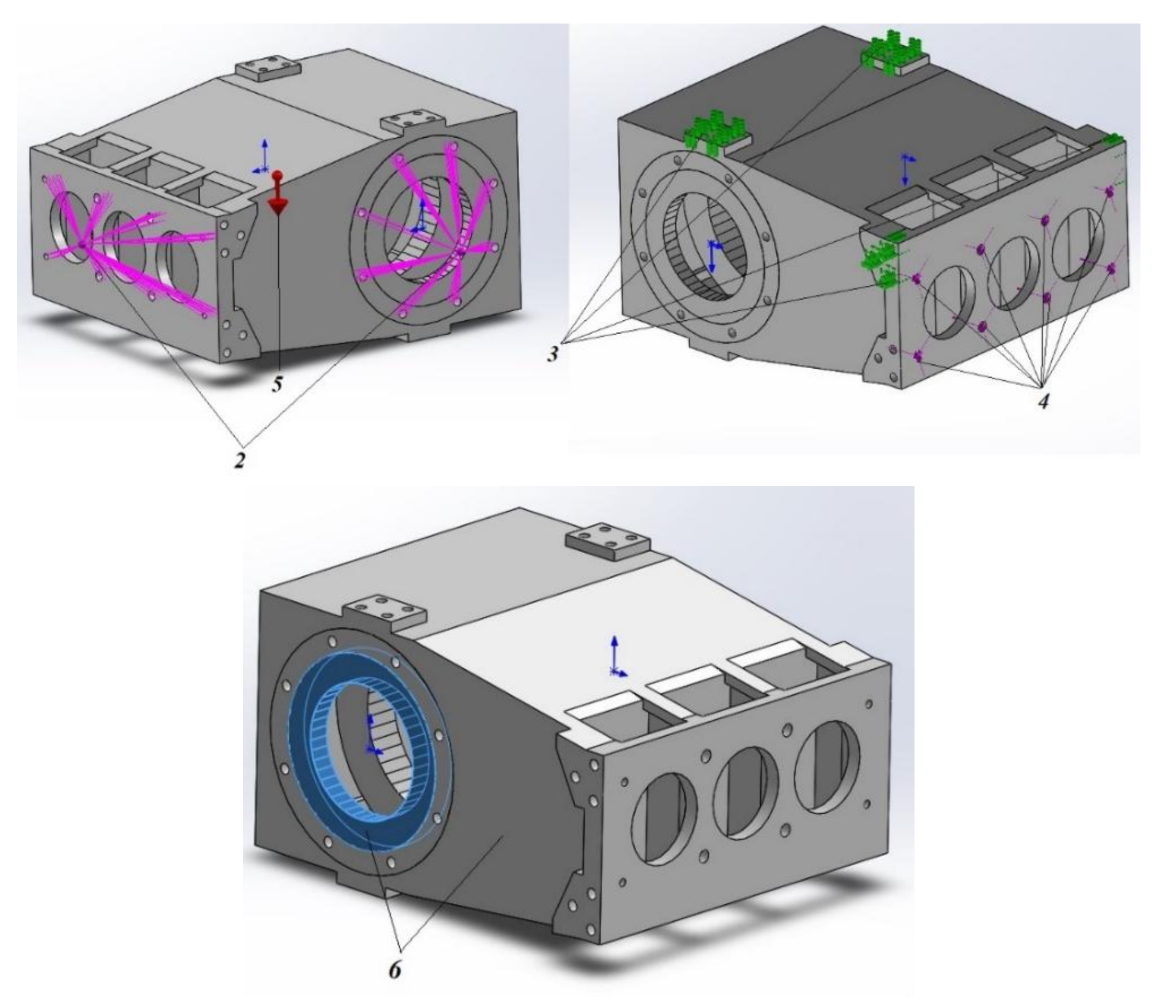
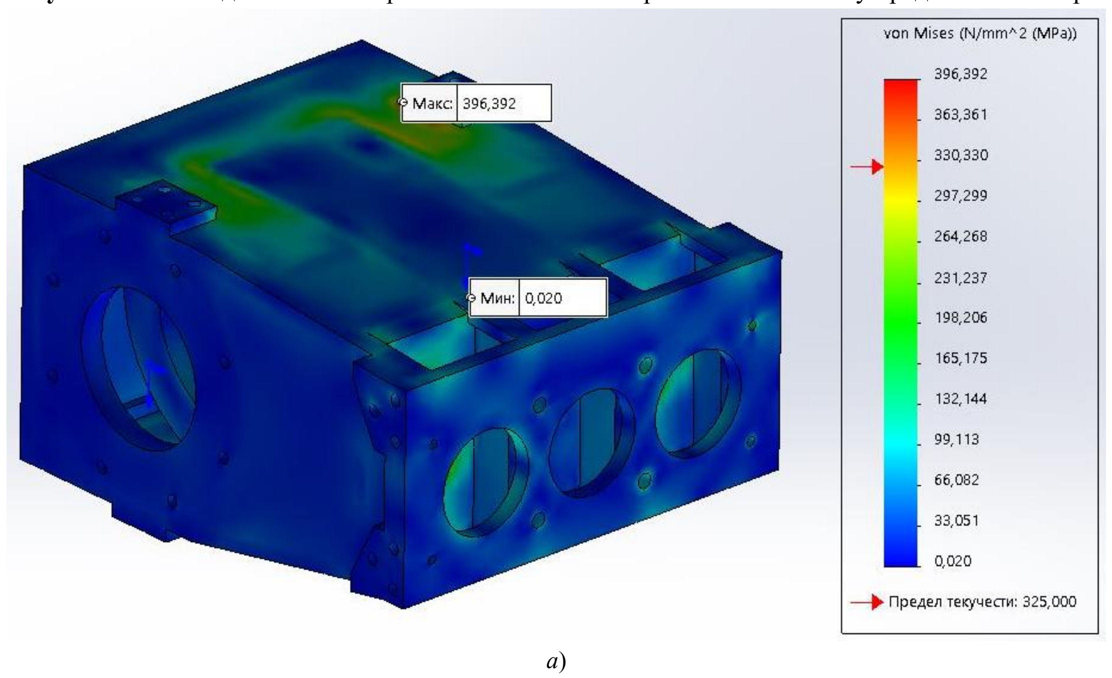
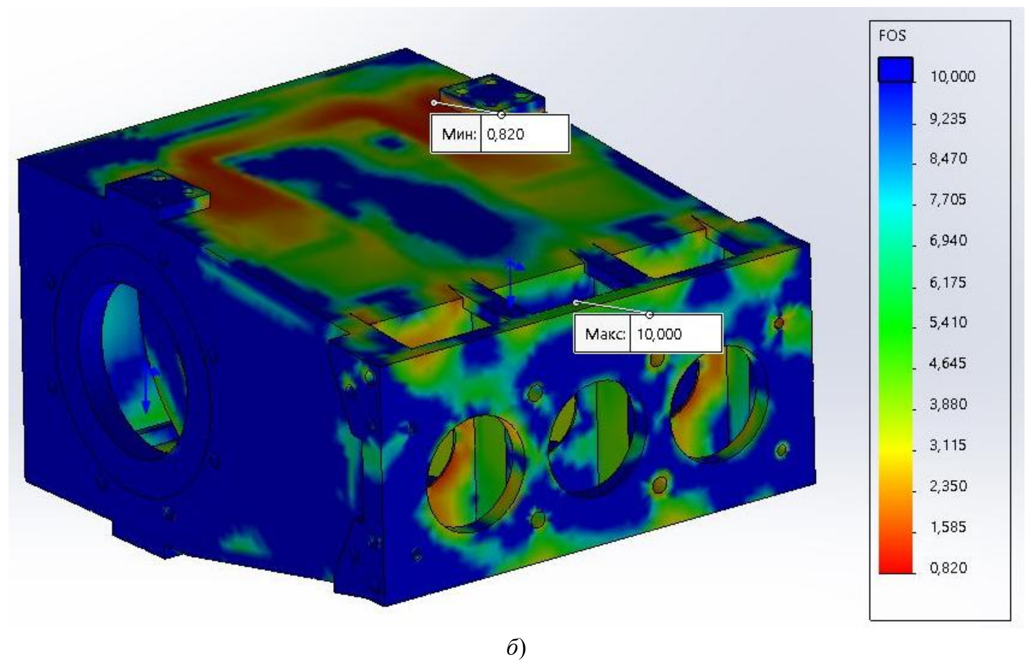


Рис. 5. Граничные условия: 1 — рабочая нагрузка (радиальная сила, распределенная по цилиндрическим поверхностям); 2 — дистанционная нагрузка (масса редуктора и гидроблока); 3 — ограничение — «зафиксирован», нулевые перемещения по всем осям — *X*, *Y*, *Z*; 4 — рабочая нагрузка (сила давления жидкости во время нагнетания и всасывания); 5 — сила тяжести; 6 — тип контакта — связанные (зазор отсутствует) поверхности с общими узлами

Результаты исследования. Эпюры эквивалентных напряжений по Мизесу представлены на рис. 6.



а)



б)

Рис. 6. Эпюры, полученные в результате прочностного анализа корпуса плунжерного насоса типа TWS 600: эпюра эквивалентных напряжений (*а*), эпюра коэффициента запаса по пределу текучести (*б*)

Коэффициент запаса по пределу текучести находится из соотношения:

$$K_{\text{п}} = \frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{экв}}},$$

где $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности стали марки 09Г2С, $\sigma_{\text{в}}$ = 470 Мпа[1]; $\sigma_{\text{экв}}$ — максимальное эквивалентное напряжение, $\sigma_{\text{экв}} = 396{,}392$ МПа.

$$K_{\text{п}} = \frac{470}{396{,}392} = 1{,}18.$$

Как видно, эквивалентные напряжения[2] имеют наибольшую интенсивность в нижней области конструкции корпуса насоса.

Минимальный коэффициент запаса по пределу текучести материала — 0,82 (рис. 6 *б*).

Прочностной расчет корпуса плунжерного насоса проводился для третьего положения механизма (рис. 2 *в*). Для других положений механизма (рис. 2 *а*, *б*) прочностной расчет выполняется аналогично.

Результаты прочностного расчета корпуса для трех положений механизма представлены в таблице 3.

Таблица 3

Результаты прочностного расчета корпуса плунжерного насоса

Положение механизма	Положение плунжера			Эквивалентные напряжения, МПа	Коэффициент запаса по пределу	
					текучести	прочности
I	1	2	3	231,772	1,402	2,02
	кр. т.	всас.	наг.			
II	1	2	3	284,783	1,141	1,65
	наг.	кр. т.	всас.			
III	1	2	3	396,392	0,820	1,18
	всас.	наг.	кр. т.			

Обсуждение и заключения. Описаны реакции в опорах коленчатого вала с учетом сил, формируемых плунжером в зависимости от режима его работы и положения кривошипа. Определены силы, действующие на каждый из плунжеров, и результирующие реакции в каждой из опор.

Для прочностного расчета корпуса плунжерного насоса из стали 09Г2С применен МКЭ в САПР Solid Works Simulation. При оценке прочности корпуса отмечено, что в третьем положении механизма нижняя область конструкции имеет минимальные коэффициенты запаса по пределу текучести и прочности (таблица 3).

[1] Марочник сталей и сплавов / А. С. Зубченко, М. М. Колосков, Ю. В. Каширский [и др.]. М., 2003. 784 с.

[2] Фещенко В. Н. Справочник конструктора. Книга 2. Проектирование машин и их деталей. М., 2017. 400 с.

Указанная область требует усиления, поскольку значения коэффициентов недостаточны для заданных условий эксплуатации. Также в корпусе есть ненагруженные участки, где значения коэффициентов по запасу прочности и текучести в разы превышают рекомендуемые. В дальнейшем следует оптимизировать корпус плунжерного насоса: усилить области конструкции с неудовлетворяющими коэффициентами по запасу прочности и текучести, а в местах, где коэффициенты превышают рекомендуемые значения, применить металл меньшей толщины.

Таким образом, результаты выполненного прочностного расчета могут быть использованы для оптимизации конструкции корпуса насоса при типовых режимах работы.

Библиографический список

1. Vlasov, V. S. High pressure pump stations and their application fields / V. S. Vlasov // Russian Journal of Heavy Machinery. — 1998. — No. 7. — P. 53–55.

2. Попов, В. П. Трехплунжерные насосы высокого давления «Траст-Инжиниринг» / В. П. Попов, С. О. Киреев // Топливный рынок. Нефть. Газ. — 2010. — № 21. — С. 6–9.

3. Stepanov, V. Fatigue performance of hydraulic unit of high-pressure plunger pump / V. Stepanov, S. Kireev, M. Korchagina [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. — 2019. — Vol. 403. — Art. 012087. — URL: https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/403/1/012087 (accessed: 09.02.21). DOI: 10.1088/1755-1315/403/1/012087

4. Veselovskaya, E. V. Perfection of Drinking and Technical Water Supply Systems in the Implementation of the Concept a Heat and Power Complex for Highly Efficient Use of Secondary and Renewable Energy Sources / E. V. Veselovskaya, V. V. Papin, R. V. Bezuglov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2018. — Vol. 463, iss. 2. — Art. 022011. — URL: https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/463/2/022011 (accessed: 09.02.21). DOI: 10.1088/1757-899X/463/2/022011

5. Parshukov, V. I. Energy-Technological Complex, Functioning on The Basis of Waste Processing Technologies / V. I. Parshukov, N. N. Efimov, V. V. Papin [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2018. — Vol. 463. — Art. 042029 — URL: https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/463/4/042029 (accessed: 09.02.21). DOI: 10.1088/1757-899X/463/4/042029

6. Бабичев, С. Инженерный анализ средствами T-FLEX / С. Бабичев // САПР и графика. — 2016. — № 12 (242). — С. 36–41.

7. Расчет рабочих характеристик узла трения «ползун — направляющие» плунжерного насоса высокого давления / С. О. Киреев, М. В. Корчагина, С. Л. Никишенко, С. С. Троянский // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. — 2018. — № 3 (199). — С. 101–106. DOI: 10.17213/0321-2653-2018-3-101-106

8. Chakherlou, T. N. An investigation about interference fit effect on improving fatigue life of a holed single plate in joints / T. N. Chakherlou, M. Mirzajanzadeh, B. Abazadeh [et al.] // European Journal of Mechanics. — 2010. — Vol. 29, iss. 4. — P. 675–682. DOI: 10.1016/j.euromechsol.2009.12.009

9. Махутов, Н. А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность / Н. А. Махутов. — Москва : Машиностроение, 1981. — 272 с.

10. Киреев, С. О. Анализ условий работы узлов трения скольжения приводной части плунжерных насосов высокого давления сервиса нефтегазовых скважин / С. О. Киреев // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2016. — № 5. — С. 25–30.

11. Киреев, С. О. Автоматизированное построение диаграмм кинематических параметров шатунно-крейцкопфного механизма / С. О. Киреев, Х. К. Кадеров, В. П. Заикин // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. — 2018. — № 3 (62). — С. 41–46.

12. Тимофеев, Г. А. Совместный метод кинематического и силового анализа сложных механических систем / Г. А. Тимофеев, Е. Г. Мор, Н. Н. Барбашов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2015. — № 3 (660). — С. 11–17.

13. Сидоренко, А. С. Математическая модель кинетостатического расчета плоских рычажных механизмов / А. С. Сидоренко, А. И. Потапов // Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. — 2016. — № 1 (67). — С. 70–78.

Сдана в редакцию 24.12.2020
Запланирована в номер 08.02.2021

Об авторах:

Коледа Эдуард Валентинович, магистрант кафедры «Машины и оборудование нефтегазового комплекса», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), ORCID: http://orcid.org/0000-0001-6955-6873, koleda.eduard@mail.ru.

Киреев Сергей Олегович, заведующий кафедрой «Машины и оборудование нефтегазового комплекса», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), доктор технических наук, профессор, ORCID: http://orcid.org/0000-0001-9352-3852, kireevso@yandex.ru.

Корчагина Марина Валерьевна, доцент кафедры «Машины и оборудование нефтегазового комплекса», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, ORCID: http://orcid.org/0000-0001-7092-7176, ms.korchaginamv@mail.ru.

Ефимов Андрей Викторович, доцент кафедры «Машины и оборудование нефтегазового комплекса», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9940-9030, spu-58.2@donstu.ru.

Йорг Шперлинг, управляющий директор компании, ACT Well Services GmbH (Am Klingbusch 6, Diesdorf, 29413, Germany), spu-58.2@donstu.ru.

Заявленный вклад соавторов:

Э. В. Коледа — проведение расчетов, подготовка текста, формирование выводов. С. О. Киреев — научное руководство, формирование основной концепции, цели и задачи исследования. М. В. Корчагина — анализ результатов исследований, доработка текста, корректировка выводов. А. В. Ефимов — руководство построением моделей, контроль проведения численных исследований. Й. Шперлинг — постановка задачи исследования, консультации.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.